

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Сучасні технології у промисловому виробництві

М А Т Е Р І А Л И т а п р о г р а м а

***III Всеукраїнської міжвузівської
науково-технічної конференції
(Суми, 22–25 квітня 2014 року)***

ЧАСТИНА 2

Конференція присвячена Дню науки в Україні

Суми
Сумський державний університет
2014

ВПЛИВ ШОРСТКОСТІ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НАСОСА НА ЙОГО РОБОЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Сотник М. І., доцент, Приходько К. А., аспірант, СумДУ, м. Суми

Ефективність роботи насосів, перш за все, залежить від досконалості гідродинамічних форм їх проточної частини. Зусилля конструкторів, їх науковий пошук направлені на покращення гідродинамічних характеристик елементів насосів та підвищення енергоефективності їх роботи.

Відомо, що гідродинамічні характеристики робочого колеса насоса визначаються рядом факторів: числом лопатей, їх видовженістю, формою профілю лопатей, кутами встановлення лопатей та іншими факторами. Очевидно, що гідродинамічні характеристики насоса будуть визначатися також станом поверхонь обтікання, тобто шорсткістю лопатей, міжлопатевих каналів та елементів відводу.

В результаті експлуатації насосів змінюється геометрія поверхонь елементів проточної частини, а також змінюється величина мікронерівностей, що зумовлюється ерозійними та корозійними явищами матеріалів. Такі зміни можуть призводити до змін параметрів насосів: підвищене споживання електричної енергії, напору, ККД.

В залежності від співвідношення параметрів мікронерівностей і товщини ламінарного підшару рідини обтікання розрізняють гідравлічно гладкі та гідравлічно шорсткі поверхні. Якщо висота мікронерівностей не перевищує товщину ламінарного підшару, поверхню вважають гідравлічно гладкою, якщо мікронерівності виступають за ламінарний підшар – гідравлічно шорсткою.

Параметри мікронерівностей (кількість та форма гребінців, характер їх повторюваності) визначають шорсткість поверхонь елементів проточної частини. Зазначені параметри шорсткості впливають на енергетичні показники роботи насосів, хоча точно оцінити їх вплив на робочу характеристику насосів та енергоефективність їх роботи досить складно. Тому для дослідження такого впливу використовується непрямий метод, який передбачає створення на окремих поверхнях проточної частини насоса еквівалентної абсолютній шорсткості певної щільності. Шорсткість отримується нанесенням шару кварцового піску певних розмірів.

Порівнюючи напір та ККД насоса, що має гідравлічно гладкі поверхні проточної частини, з аналогічним насосом, що має гідравлічно шорсткі поверхні проточної частини, за [1] можна зробити наступні висновки:

- створена штучна шорсткість лопатей насоса у розмірі 0,16-0,316 мм призводить до зниження напору насоса приблизно на 7%;
- створена штучна шорсткість 0,16-0,316 мм у міжлопатевих каналах також призводить до зниження напору насоса приблизно на 4%;

- шорсткість 0,16-0,316 мм зовнішньої поверхні дисків робочого колеса призводить до збільшення напору приблизно на 6%;
- в усіх випадках ККД насоса зменшується зі збільшенням шорсткості в середньому на 3% [2].

Розглядаючи Q-H характеристику насоса, можемо спостерігати, що в деяких випадках, коли насос працює у зоні витрат більших за оптимальну виникає зона підвищеного ризику виникнення явища кавітації. Виникнення кавітації на лопатях насоса може призвести до ряду небажаних і шкідливих наслідків, таких як зниження гідродинамічних характеристик, ККД, виникнення кавітаційної ерозії, шуму і вібрацій з загрозою виникнення аварійних ситуацій.

В роботі [3] досліджувалась модель гребного гвинта судна при трьох різних ступенях шорсткості поверхні маточини. Результати гідродинамічних випробувань моделі гребного гвинта при різному ступені шорсткості, показали, що ККД моделі падає в порівнянні з ККД моделі з гідравлічно гладкою маточиною в середньому на 1%. В результаті досліджень було встановлено, що шорсткість маточини призводить до віддалення моменту виникнення кавітації осевого вихра, при чому з підвищенням ступеня шорсткості ефект збільшується. При шорсткості 0,4 мм значення числа кавітації, що відповідає виникненню кавітації осевого вихру, зменшується на 8%, при цьому ККД гребного гвинта не знизиться більш, ніж на 0,1 % при діаметрі 4м. Така втрата ККД 0,1% відповідає мізерно малій втраті швидкості повного ходу приводу судна – близько 0,03%. Можна допустити, що така залежність справедлива і для робочого колеса лопатевого насоса.

Проаналізувавши дослідження впливу ступеня шорсткості поверхні проточної частини насоса на його гідродинамічні характеристики та ККД можна зробити висновок про доцільність створення на поверхні проточної частини насоса штучної шорсткості з певною геометричною формою гребінців та певною щільністю, що дасть можливість знизити негативний вплив кавітації та запобігти її шкідливим наслідкам.

Список літератури

- 1 Васильцов, Э. А. Герметические электронасосы / Э. А. Васильцов, В. В. Невелич – Л., «Машиностроение» 1968.
- 2 Михайлов, А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование/ А. К. Михайлов, В.В. Малюшенко – М., «Машиностроение» 1977.
- 3 Ильин, В.П. Исследование кавитации осевого вихря гребного винта/ В. П. Ильин/ Гидродинамика больших скоростей: Межвуз. сб./ КрПИИ; Ред. В. А. Кулагин. – Красноярск, 1987. – С. 124-127.